

①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 102 12 032 A 1**

⑤1 Int. Cl. 7:  
**F 01 D 5/12**  
F 01 D 17/04  
F 02 B 37/04

②1 Aktenzeichen: 102 12 032.3  
②2 Anmeldetag: 19. 3. 2002  
④3 Offenlegungstag: 2. 10. 2003

DE 102 12 032 A 1

⑦1 Anmelder:  
DaimlerChrysler AG, 70567 Stuttgart, DE

⑦2 Erfinder:  
Löffler, Paul, Dipl.-Ing., 70199 Stuttgart, DE;  
Schmidt, Erwin, Dipl.-Ing., 73666 Baltmannsweiler,  
DE; Sumser, Siegfried, Dipl.-Ing., 70184 Stuttgart,  
DE

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

⑤4 Abgasturbolader für eine Brennkraftmaschine

⑤7 Ein Abgasturbolader für eine Brennkraftmaschine weist eine der Abgasturbine zugeordnete variable Turbinengeometrie auf, die ein Leitgitter mit einer Mehrzahl über den Umfang verteilter Leitschaufeln umfasst. Die Turbinenschaufeln des Turbinenrades sind in der Weise ausgebildet, dass die erste Eigenfrequenz jeder Turbinenschaufel in Abhängigkeit der Anzahl der Leitschaufeln des Leitgitterringes und der maximalen Laderdrehzahl einer vorgegebenen Ungleichung folgt.

DE 102 12 032 A 1

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf einen Abgasturbolader für eine Brennkraftmaschine nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] In der Druckschrift DE 197 52 534 C1 wird ein Abgasturbolader beschrieben, dessen Abgasturbine im Abgasstrang mit einer variablen Turbinengeometrie zur variablen Einstellung des Strömungseintrittsquerschnittes zum Turbinenrad hin ausgestattet ist. Durch die veränderliche Einstellung des Strömungseintrittsquerschnittes kann sowohl im Motorbremsbetrieb als auch in der befeuerten Antriebsbetriebsweise die Motorbremsleistung bzw. die Antriebsleistung der Brennkraftmaschine optimiert werden. Im Motorbremsbetrieb wird hierbei die variable Turbinengeometrie in einen den Strömungseintrittsquerschnitt reduzierende Staustellung versetzt, wodurch der Abgasgegendruck erhöht und die Kolben der Brennkraftmaschine zusätzliche Verdichterarbeit gegen den Abgasgegendruck leisten müssen. In der befeuerten Antriebsbetriebsweise wird dagegen die variable Turbinengeometrie für eine Steigerung der Motorleistung in eine den Strömungseintrittsquerschnitt erweiternde Öffnungsstellung überführt, in der ein maximaler Abgasdurchsatz durch die Abgasturbine gegeben ist. Die variable Turbinengeometrie ist als ein den Anströmbereich des Turbinenrades radial umgreifendes Leitgitter mit schwenkbar gelagerten Leitschaufeln ausgeführt, welche in Stauposition in eine den Durchtritt zwischen benachbarten Leitschaufeln minimierende und in Öffnungsposition in eine den Durchtritt maximierende Position verschwenkt werden.

[0003] Generell besteht bei derartigen Leitgittern das Problem, dass im Motorbremsbetrieb auf Grund des hohen Abgasgegendruckes sowie des reduzierten Strömungsquerschnittes zwischen benachbarten Leitschaufeln Verdichtungsstöße mit hoher Geschwindigkeit auftreten können, welche bei einem Auftreffen auf das Turbinenrad zu einer Zerstörung der Turbinenradschaufel führen können. Die Leitschaufeln des Turbinenrades können hierbei zu einer Schwingungsanregung im Bereich der ersten Eigenfrequenz der Turbinenradschaufeln führen, wodurch die Bruchgefahr massiv ansteigt. Insbesondere für den Fall, dass die Eigenfrequenz der Beschaukelung im Bereich der druckbedingten Anregung bei einer bei maximaler Motorbremsleistung auftretenden Laderdrehzahl liegt, so dass zusätzlich zur maximalen Druckbelastung eine Belastung als Folge der Anregung im Bereich der Eigenfrequenz der Beschaukelung entsteht, besteht ein hohes Risiko eines Bruches einer oder mehrerer Turbinenschaufeln.

[0004] Es ist zwar möglich, die Stabilität des Turbinenrades durch eine Erhöhung der Schaufeldicke zu steigern. Hierbei entsteht jedoch das Problem, dass zusätzliche Massen beschleunigt werden müssen, wodurch auch zusätzliche Zentrifugalkräfte erzeugt werden.

[0005] Der Erfindung liegt das Problem zugrunde, einen mit variabler Turbinengeometrie ausgestatteten Abgasturbolader für eine Brennkraftmaschine zu schaffen, der sich durch eine lange Lebensdauer und eine geringe Schaufelbruchgefahr auszeichnet. Es sollen mit diesem Abgasturbolader insbesondere auch hohe Motorbremsleistungen zu erzeugen sein.

[0006] Dieses Problem wird erfindungsgemäß mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst. Die Unteransprüche geben zweckmäßige Weiterbildungen an.

[0007] Jede Turbinenschaufel des Turbinenrades weist im Bereich der Knotenlinie ihrer ersten Eigenfrequenz eine Mindestdicke auf, bezogen auf die maximale Schaufeldicke unmittelbar im Nabenkonturbereich des Turbinenrades, wobei die Dicke am Schwingungsknoten und die maximale

Schaufeldicke im Nabenkonturbereich jeweils am axialen Schaufelaustritt der Turbinenschaufel – dem Entspannungsbereich der Turbine – betrachtet werden. Um eine Schwingungsanregung im Bereich der ersten Eigenfrequenz der Turbinenschaufeln zu vermeiden, werden die Turbinenschaufeln in der Weise ausgebildet, dass die erste Eigenfrequenz jeder Schaufel als Funktion der Anzahl der Leitschaufeln des Leitgitterringes sowie als Funktion der im Motorbremsbetrieb auftretenden maximalen Laderdrehzahl ermittelbar ist und einer vorgegebenen Ungleichung folgt, gemäß der die erste Eigenfrequenz jeder Turbinenschaufel einen aus den genannten Größen zu ermittelnden Grenzwert nicht überschreitet. Auf diese Weise wird sichergestellt, dass die erste Eigenfrequenz jeder Turbinenschaufel einen ausreichenden Abstand zur Anregungsfrequenz aufweist, die durch Multiplikation der Schaufelanzahl am Leitgitterring und der maximalen Laderdrehzahl im Motorbremsbetrieb berechnet wird. Gemäß dieser Ungleichung weisen die Turbinenschaufeln eine Konstruktion auf, gemäß der ihre erste Eigenfrequenz signifikant kleiner ist als die Anregungsfrequenz bei maximaler Motorbremsleistung. Dieser Abstand zwischen Eigenfrequenz und Anregungsfrequenz stellt sicher, dass bei maximaler Motorbremsleistung, bei der die Belastungen auf das Turbinenrad auf Grund des hohen Abgasgegendruckes ein Maximum erreichen, keine zusätzliche Schwingungsanregung der Turbinenschaufeln stattfindet. Die Bruchgefahr ist somit deutlich reduziert und die Lebensdauer des Turbinenrades erhöht.

[0008] In bevorzugter Ausführung ist vorgesehen, dass die Eigenfrequenz kleiner oder gleich 75% der Anregungsfrequenz, insbesondere auch kleiner oder gleich 65% der Anregungsfrequenz ist.

[0009] Für eine ausreichende Stabilität der Turbinenschaufeln kann es zweckmäßig sein, ein Dickenverhältnis im Bereich des axialen Strömungsausstrittes am Turbinenrad – der dem Entspannungsbereich zugewandten Seite des Turbinenrades – am Ort des Schwingungsknotens der ersten Eigenfrequenz auf ein Mindestverhältnis zu setzen, so dass die Dicke am Schwingungsknoten bezogen auf die maximale Schaufeldicke im Nabenkonturbereich ein Mindestmaß aufweist. Hierbei hat sich ein Dickenverhältnis von zumindest 60% als zweckmäßig erwiesen. Zugleich kann die absolute Dicke der Turbinenschaufeln verhältnismäßig gering gehalten werden unter Beachtung der Voraussetzung, dass die erste Eigenfrequenz jeder Turbinenschaufel der oben aufgeführten Bedingung folgt und einen berechenbaren Maximalwert nicht überschreitet.

[0010] Gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführung ist vorgesehen, dass ein radiales Höhenverhältnis, welches den radialen Abstand zwischen Außenkontur der Turbinenschaufel und dem Schwingungsknoten der ersten Eigenfrequenz auf die radiale Gesamthöhe der Turbinenschaufel zwischen Nabenkontur und Außenkontur bezieht, einen vorgegebenen Grenzwert nicht überschreitet. Dieser Grenzwert ist vorteilhaft identisch mit einem Dickenbegrenzungsfaktor, welcher das Dickenverhältnis der Turbinenschaufeln im Bereich des Schwingungsknotens der ersten Eigenfrequenz zur Maximaldicke festlegt. Gegebenenfalls kann es aber auch zweckmäßig sein, das Höhenverhältnis auf einen hiervon abweichenden Wert zu setzen. Die Vorgabe des Höhenverhältnisses hat ebenso wie die Vorgabe des Dickenverhältnisses den Vorteil, dass zur Auslegung und Dimensionierung der Turbinenschaufeln ein zusätzlicher Parameter ermittelt werden kann, wobei ein in dieser Weise konstruiertes Turbinenrad sich einerseits durch eine ausreichende Festigkeit sowie einen ausreichend hohen Abstand der ersten Eigenfrequenz zur Anregungsfrequenz und andererseits durch eine vergleichsweise leichte Bauweise auszeichnet.

[0011] Weitere Vorteile und zweckmäßige Ausführungen sind den weiteren Ansprüchen, der Figurenbeschreibung und den Zeichnungen zu entnehmen. Es zeigen:

[0012] Fig. 1 einen Schnitt durch einen Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie.

[0013] Fig. 2 eine Draufsicht auf eine als Leitgitter mit schwenkbaren Leitschaufeln ausgeführte variable Turbinengeometrie,

[0014] Fig. 3 eine Ansicht einer Turbinenschaufel mit eingezeichneter Knotenlinie der ersten Eigenfrequenz der Schaufel,

[0015] Fig. 4 eine weitere Ansicht einer Turbinenschaufel,

[0016] Fig. 5 eine Draufsicht auf zwei benachbarte Turbinenschaufeln eines Turbinenrades.

[0017] Der in Fig. 1 dargestellte Abgasturbolader 1 weist in einem Gehäuse 2 eine Abgasturbine mit einem Turbinenrad 3 auf, welche über eine Welle mit einem nicht dargestellten Verdichter zum Antrieb eines Verdichterrades verbunden ist. Auf der Turbinennabe 11 des Turbinenrades 3 sitzen Turbinenschaufeln 5 auf, welche von unter Überdruck stehendem Abgas angeströmt werden, wodurch das Turbinenrad 3 angetrieben wird. Das Abgas einer Brennkraftmaschine wird dem Turbinenrad 3 über einen Spiralkanal 6 zugeführt, welcher zweiflutig mit zwei Strömungsfluten 7 und 8 ausgebildet ist, die über eine Trennwand 9 separiert sind. Die Strömungsfluten 7 und 8 weisen einen gemeinsamen Strömungseintritt 10 zum Turbinenrad auf. Der Strömungseintritt 10 umgreift die Turbinenschaufeln 5 des Turbinenrades 3 radial.

[0018] Das Abgas strömt über den Strömungseintritt 10 radial auf die Turbinenschaufeln 5 des Turbinenrades und verlässt die Turbinenschaufeln axial auf der Schaufelaustrittsseite 12. Im weiteren Verlauf wird das entspannte Abgas über einen Abströmkanal 13 aus dem Abgasturbolader abgeführt.

[0019] Die Abgasturbine ist mit einer variablen Turbinengeometrie ausgestattet, die in Abhängigkeit von Zustands- und Betriebsgrößen der Brennkraftmaschine sowohl im Motorbremsbetrieb als auch in der befeuerten Antriebsbetriebsweise eine veränderliche Einstellung des wirksamen Eintrittsquerschnittes des Strömungseintritts 10 zwischen Spiralkanal 6 und Turbinenrad 3 ermöglicht. Die variable Turbinengeometrie ist als ringförmiges Leitgitter 14 ausgebildet, welches axial zwischen einer in Fig. 1 dargestellten Außerbetriebsstellung, in welcher das Leitgitter sich außerhalb des Strömungseintritts 10 befindet, und einer Betriebsstellung zu verschieben ist, in welcher das Leitgitter 14 in den Strömungseintritt 10 einragt. Die axiale Verschiebung des Leitgitters 14 erfolgt mit Hilfe eines Schiebers 15.

[0020] Wie Fig. 2 zu entnehmen, besitzt der Leitgitterring 14 eine Mehrzahl von über seinen Umfang verteilte Leitschaufeln 16, wobei jeweils zwischen zwei benachbarten Leitschaufeln 16 ein Strömungsdurchtritt 17 gegeben ist. In seiner Außerbetriebsstellung außerhalb des Strömungseintritts zwischen Spiralkanal und Turbinenrad ist der Strömungseintrittsquerschnitt maximal, bei eingeschobenem Leitgitter dagegen minimal.

[0021] Es kann zweckmäßig sein, zusätzlich oder alternativ zum axialen Verschieben des Leitgitters 14 eine Schwenkbarkeit der Leitschaufeln 16 um jeweils eine parallel zur Laderachse verlaufende Schwenkachse am Leitgitterring vorzusehen. Durch eine Veränderung der Position der Leitschaufeln 16 am Leitgitterring 14 durch Verschwenkung um die jeweilige Schwenkachse kann der Strömungsdurchtritt 17 vergrößert und verkleinert werden.

[0022] Um während des laufenden Betriebes, insbesondere während des Motorbremsbetriebes, bei dem die höch-

sten Laderdrehzahlen auftreten können, eine Anregung der Turbinenradschaufeln im Bereich der ersten Eigenfrequenz zu vermeiden, ist vorgesehen, die Turbinenschaufeln in der Weise auszuliegen, dass die erste Eigenfrequenz  $fe_1$  jeder Turbinenschaufel die Ungleichung

$$fe_1 < fe_{Limit} \cdot n_{SZ} \cdot n_{ATL,B,max}$$

erfüllt, wobei mit  $fe_{Limit}$  ein Frequenzbegrenzungsfaktor, mit  $n_{SZ}$  die Anzahl der Leitschaufeln des Leitgitterringes und mit  $n_{ATL,B,max}$  die maximale Laderdrehzahl im Motorbremsbetrieb bezeichnet ist.

[0023] Der Begrenzungsfaktor  $fe_{limit}$  nimmt einen Wert kleiner als eins bzw. 100% ein und beträgt beispielsweise 0.75 bzw. 75%, insbesondere aber 0.65 bzw. 65%. Durch die Ungleichung wird sichergestellt, dass die erste Eigenfrequenz  $fe_1$  jeder Turbinenschaufel signifikant unterhalb einer Anregungsfrequenz liegt, die durch Multiplikation der Anzahl der Leitgitterschaufeln mit der maximalen Laderdrehzahl im Motorbremsbetrieb berechnet wird. Die Eigenfrequenzen, insbesondere die erste Eigenfrequenz jeder Turbinenschaufel kann entweder empirisch oder analytisch aus Geometrie und Massenparametern der Turbinenschaufel ermittelt werden.

[0024] An Hand der Fig. 3 und 4 werden weitere Geometrie-Auslegungsbedingungen für die Turbinenschaufeln 5 beschrieben. In beiden Figuren ist eine Schwingungsknotenlinie 20 der ersten Eigenfrequenz der Turbinenschaufel 5 eingetragen, wobei die Knotenlinie 20 etwa zwischen der Schaufelaustrittsseite 12 – die Abgas-Abströmseite der Turbine – und der radialen Außenseite 19 jeder Schaufel 5 verläuft. Bezüglich der Dimensionierung der Schaufel kann sowohl ein Dickenverhältnis zwischen der Dicke  $b_K$  jeder Turbinenschaufel im Bereich des Schwingungsknotens der ersten Eigenfrequenz auf der Schaufelaustrittsseite bezogen auf die maximale Schaufeldicke  $b_{max}$  im Nabenkonturbereich 18 dargestellt werden als auch ein radiales Höhenverhältnis  $H_V$  zwischen radialer Höhe  $\Delta h_{TS,k}$  und radialer Gesamthöhe  $\Delta h_{TS}$  jeder Turbinenschaufel, wobei sich die radiale Höhe  $\Delta h_{TS,k}$  auf den Abstand zwischen der radialen Außenseite der Turbinenschaufel 5 und dem Schwingungsknoten im Bereich der Schaufelaustrittsseite 12 bezieht.

[0025] Die Dicke  $b_K$  jeder Turbinenschaufel im Bereich des Schwingungsknotens der ersten Eigenfrequenz auf der Schaufelaustrittsseite 12 folgt der Ungleichung

$$b_K > b_{Limit} \cdot b_{max}$$

wobei  $b_{Limit}$  einen Dickenbegrenzungsfaktor bezeichnet, der kleiner als eins ist und insbesondere den Wert 0.6 bzw. 60% einnimmt.

[0026] Das radiale Höhenverhältnis  $H_V$  von radialer Höhe  $\Delta h_{TS,k}$  zwischen der radialen Außenseite 19 der Turbinenschaufel 5 und dem Schwingungsknoten der ersten Eigenfrequenz  $fe_1$  zur radialen Gesamthöhe  $h_{TS}$  der Turbinenschaufel zwischen Nabenkonturbereich 18 und radialer Außenseite 19 – jeweils bezogen auf die Schaufelaustrittsseite 12 der Turbinenschaufel – folgt der Ungleichung

$$H_V = \Delta h_{TS,k} / h_{TS} < b_{limit}$$

[0027] Das radiale Höhenverhältnis  $H_V$  ist gemäß dieser Beziehung kleiner als der Dickenbegrenzungsfaktor  $b_{Limit}$ .

[0028] Der Darstellung gemäß Fig. 5 ist zu entnehmen, dass die Turbinenschaufeln 5 im Bereich einer Rückwand 21, welche orthogonal zur Laderachse 22 verläuft und die die axiale Begrenzung der Anströmseite des Turbinenrades kennzeichnet, in der Weise ausgerichtet ist, dass eine Tan-

gente an die Turbinenschaufeln mit der Ebene der Rückwand 21 einen Winkel  $\gamma$  einschließt, welcher vorteilhaft kleiner als  $50^\circ$  ist und beispielsweise  $35^\circ$  betragen kann. Dieser Winkel  $\gamma$ , der auch als Rake-Winkel bezeichnet wird, soll eine schlagähnliche Strömungsbeanspruchung der Turbinenschaufeln 5 reduzieren helfen.

#### Patentansprüche

1. Abgasturbolader für eine Brennkraftmaschine, mit einer im Abgasstrang der Brennkraftmaschine angeordneten Abgasturbine und einem im Ansaugtrakt angeordneten Verdichter, der über eine Welle (4) mit der Abgasturbine verbunden ist, und mit einer der Abgasturbine zugeordneten variablen Turbinengeometrie zur veränderlichen Einstellung eines radialen Strömungseintrittsquerschnitts zum Turbinenrad (3) zwischen einer den Strömungseintrittsquerschnitt reduzierenden Stauposition und einer den Strömungseintrittsquerschnitt erweiternden Öffnungsposition, wobei die variable Turbinengeometrie als Leitgitter (14) mit einer Mehrzahl ( $n_{SZ}$ ) über den Umfang verteilter Leitschaufeln (16) ausgebildet ist, dadurch gekennzeichnet, dass die Turbinenschaufeln (5) des Turbinenrades (3) in der Weise ausgebildet sind, dass die erste Eigenfrequenz ( $fe_1$ ) jeder Turbinenschaufel (5) in Abhängigkeit der Anzahl ( $n_{SZ}$ ) der Leitschaufeln (16) des Leitgitterringes (14) der variablen Turbinengeometrie und der maximalen Laderdrehzahl ( $n_{ATL,B,max}$ ) der Beziehung

$$fe_1 < fe_{Limit} \cdot n_{SZ} \cdot n_{ATL,B,max}$$

folgt, wobei

$fe_{Limit}$  einen Frequenzbegrenzungsfaktor bezeichnet, der kleiner als eins ist.

2. Abgasturbolader nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Frequenzbegrenzungsfaktor ( $fe_{Limit}$ ) kleiner oder gleich 0.75 ist.

3. Abgasturbolader nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Frequenzbegrenzungsfaktor ( $fe_{Limit}$ ) kleiner oder gleich 0.65 ist.

4. Abgasturbolader nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die maximale Laderdrehzahl ( $n_{ATL,B,max}$ ) auf den Motorbremsbetrieb bezogen ist.

5. Abgasturbolader nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Dicke ( $b_K$ ) jeder Turbinenschaufel (5) des Turbinenrades (3) im Bereich eines Schwingungsknotens der ersten Eigenfrequenz ( $fe_1$ ) der Turbinenschaufel (5) in Abhängigkeit der maximalen Schaufeldicke ( $b_{max}$ ) im Nabenkonturbereich (18) des Turbinenrades – jeweils bezogen auf die Schaufelaustrittsseite (12) der Turbinenschaufel – der Beziehung

$$b_K > b_{Limit} \cdot b_{max}$$

folgt, wobei

$b_{Limit}$  einen Dickenbegrenzungsfaktor bezeichnet, der kleiner als eins ist.

6. Abgasturbolader nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Dickenbegrenzungsfaktor ( $b_{Limit}$ ) gleich 0.6 ist.

7. Abgasturbolader nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass das radiale Höhenverhältnis ( $H_V$ ) von radialer Höhe ( $\Delta h_{TS,k}$ ) zwischen radialer Außenseite (19) der Turbinenschaufel (5) und dem Schwingungsknoten der ersten Eigenfrequenz ( $fe_1$ ) zur

radialen Gesamthöhe ( $h_{TS}$ ) der Turbinenschaufel (5) zwischen Nabenkonturbereich (18) und radialer Außenseite (19) – jeweils bezogen auf die Schaufelaustrittsseite (12) der Turbinenschaufel – entsprechend der Beziehung

$$H_V = \Delta h_{TS,k} / h_{TS} < b_{Limit}$$

kleiner ist als der Dickenbegrenzungsfaktor ( $b_{Limit}$ ).

---

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

---

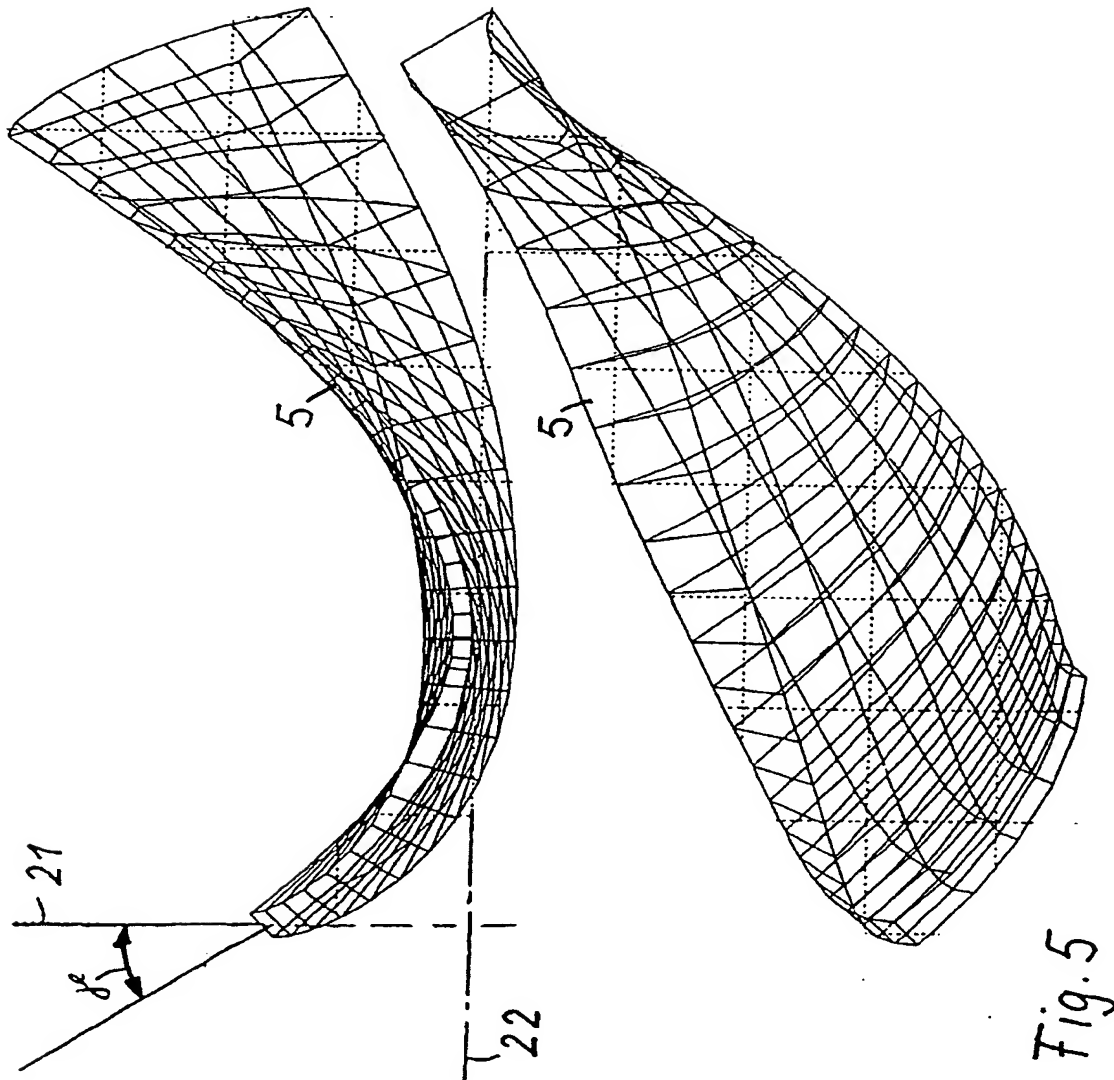


Fig. 5